

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-012582

(43)Date of publication of application : 16.01.2001

(51)Int.Cl.

F16H 55/18

(21)Application number : 11-183560

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 29.06.1999

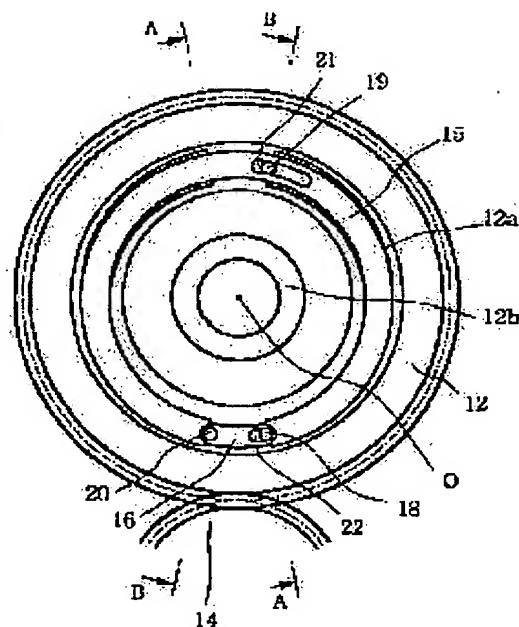
(72)Inventor : ASAHARA YASUYUKI
HIRANO IZUHO

(54) SCISSORS GEAR

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent a local wear from advancing at a part of a bearing part by preventing reactions against spring forces from acting on the bearing part of a sub gear because reactions of spring forces acting on the bearing part always cancel each other.

SOLUTION: Two springs 15 and 16 are provided between a main gear 12 and a sub gear 13 having the same tooth profile and number of teeth as each other and meshing with a mating gear 14. Spring forces acting from the springs 15 and 16 on the sub gear are set equal to each other so that reactions against spring forces acting from the springs 15 and 16 on the sub gear 13 do not act substantially on a bearing part of the sub gear. Supporting pins 19 and 20 of the sub gear supporting both spring forces are set on the sides opposite to each other with respect to the axis center O of the gear.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision
of rejection]
[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]
[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-12582

(P2001-12582A)

(43) 公開日 平成13年1月16日 (2001.1.16)

(51) Int.Cl.⁷

F 1 6 H 55/18

識別記号

F I

F 1 6 H 55/18

テーマコード (参考)

3 J 0 3 0

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平11-183560

(22) 出願日 平成11年6月29日 (1999.6.29)

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 浅原 康之

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(72) 発明者 平野 出穂

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(74) 代理人 100062199

弁理士 志賀 富士弥 (外3名)

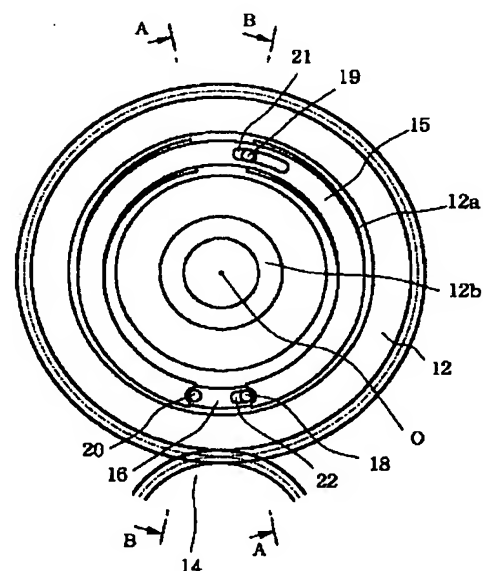
Fターム (参考) 3J030 AA02 AB06 BA01 BB03 BD04

(54) 【発明の名称】 シザースギヤ

(57) 【要約】

【課題】 スプリングのバネ力の反力がサブギヤの軸受部に作用すると、この軸受部の一部分で局所的に摩耗が進行する。

【解決手段】 互いに同じ歯形及び歯数を有し、共に相手側ギヤ14に噛合するメインギヤ12とサブギヤ13との間に、2つのスプリング15、16を介装する。サブギヤ13の軸受部13bに、スプリング15、16からサブギヤ13に作用するバネ力に対する反力が実質的に作用しないように、スプリング15、16からサブギヤに作用するバネ力を等しく設定し、かつ、両バネ力を受けるサブギヤの支持ピン19、20を、ギヤの軸心Oに対して互いに反対側に設定する。



12…メインギヤ
14…相手側ギヤ
15,16…スプリング
17~20…係止ピン
21,22…切欠部

(2)

1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 所定数の歯を有するメインギヤと、メインギヤと同じ歯形及び歯数を有するとともに、このメインギヤと同軸上に隣設され、メインギヤとともに相手側ギヤに噛合するサブギヤと、メインギヤとサブギヤの間に設けられ、メインギヤとサブギヤを互いに回転方向に付勢する複数のスプリングと、を有し、サブギヤの軸受部に、複数のスプリングからサブギヤに作用するバネ力に対する反力が実質的に作用しないように、各スプリングの位置及びバネ定数を設定したことを特徴とするシザーズギヤ。

【請求項2】 所定数の歯を有するメインギヤと、メインギヤと同じ歯形及び歯数を有するとともに、このメインギヤと同軸上に隣設され、メインギヤとともに相手側ギヤに噛合するサブギヤと、メインギヤとサブギヤの間に設けられ、メインギヤとサブギヤを互いに回転方向に付勢する第1及び第2のスプリングと、を有し、第1のスプリングからサブギヤに作用する第1のバネ力と、第2のスプリングからサブギヤに作用する第2のバネ力と、をほぼ等しく設定し、かつ、第1のバネ力を受けるサブギヤの第1の作用点と、第2のバネ力を受けるサブギヤの第2の作用点とを、ギヤの軸心に対して互いに反対側に設定したことを特徴とするシザーズギヤ。

【請求項3】 第1のスプリングのねじりバネ定数K1と、第2のスプリングのねじりバネ定数K2と、ギヤの軸心から第1の作用点までの支持半径r1と、ギヤの軸心から第2の作用点までの支持半径r2とを、

【数1】

$$\frac{K1}{r1} = \frac{K2}{r2}$$

に設定したことを特徴とする請求項2に記載のシザーズギヤ。

【請求項4】 第1、第2のスプリングに同じ径及びバネ定数の略C字状のトーションスプリングを用いるとともに、第1、第2のスプリングをギヤの軸心に対して略対称位置に配置したことを特徴とする請求項2又は3に記載のシザーズギヤ。

【請求項5】 メインギヤ及びサブギヤに、第1、第2のスプリングの端部を支持する支持ピンを設けるとともに、第1、第2のスプリングを同軸上に重ねて配置するために、各スプリングに支持ピンとの干渉を回避する切欠部を設けたことを特徴とする請求項4に記載のシザーズギヤ。

【請求項6】 メインギヤ及びサブギヤに、第1、第2のスプリングの端部を支持する支持ピンを設けるとともに、各スプリングと支持ピンとの干渉を回避するために、第1、第2のスプリングを軸直交方向に互いにオフセットさせたことを特徴とする請求項4に記載のシザーズギヤ。

2

【請求項7】 各スプリングを、ギヤ軸に直交する同一平面上に配置するとともに、サブギヤと相手側ギヤとの噛合部の軸方向中心と、サブギヤの軸受部の軸方向中心とを、ギヤ軸に直交する同一平面上に配置したことを特徴とする請求項1～3のいずれかに記載のシザーズギヤ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、相手側ギヤとのバックラッシュを解消するシザーズギヤの改良に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来から、例えば自動車用エンジンの燃料噴射ポンプあるいはカムシャフト等のトルク変動を生じる装置の駆動用又は被動用ギヤとして、相手側ギヤとのバックラッシュを解消するシザーズギヤが好適に用いられている（特開平9-152015号公報等）。

【0003】 一例として、従来例に係るシザーズギヤを図14、15に示す。このシザーズギヤは、所定数の歯を有し、回転軸1に固定されたメインギヤ2と、このメインギヤ2と同じ歯形及び歯数を有するとともに、メインギヤ2と同軸上に隣設され、メインギヤ2とともに相手側ギヤ8に噛合するサブギヤ3と、メインギヤ2とサブギヤ3とを回転方向に付勢する一つのスプリング7と、を有している。スプリング7は、例えば略C字状をなすトーションスプリングが用いられ、ギヤ2、3に凹設された溝部6に設置される。メインギヤ2にはスプリング7の一端を受ける支持ピン5が設けられ、サブギヤ3にはスプリング7の他端を受ける支持ピン4が設けられている。そして、スプリング7のバネ力により回転方向に振りを持たせて相手側ギヤ8と噛み合わせ、相手側ギヤ8の歯をメインギヤ2とサブギヤ3の歯で挟み込むことで、相手側ギヤ8とのバックラッシュを解消するようになっている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 ここで、サブギヤ3に作用する力を図16、17を参照して説明する。なお、図16、17はサブギヤ3に固定した視点で描いている。サブギヤ3の支持ピン4には、トーションスプリング7の復元力（バネ力）F s' が作用する。また、相手側ギヤ8との噛合部分8aには、サブギヤ3が相手側ギヤ8の歯を挟む力の反力F g' が作用する。この2つの力F s'、F g' に対する反力N' が、サブギヤ3の軸受部9に作用する。

【0005】 ここで、従来例に係るシザーズギヤでは、一つのスプリング7のバネ力F s' に対する反力がサブギヤ3の軸受部9に作用する関係で、実際に軸受部9に作用する反力N' の大きさ及び方向が、シザーズギヤの回転にともなって変動する。すなわち、図16（a）に示す状態では、バネ力F s' が反力F g' とほぼ同じ方向となるため、軸受部9に作用する反力N' は、図中右

(3)

3

向きとなり、かつ比較的大きな力となる。一方、図16 (a)の状態から約180度回転した図17 (a)の状態では、バネ力 F_s' と反力 F_g' とが互いに逆方向となり、かつ、バネ力 F_s' が反力 F_g' より大きいため、軸受部9に作用する反力 N' は、やはり図中右向きとなり、かつ比較的小さな力となる。

【0006】つまり、反力 N' のベクトルの先端は、シザースギヤの回転に伴ってゆがんだ略楕円状の軌跡Q1上を反時計回りに移動することになる。この結果、サブギヤ3の軸受部9では、特定の範囲Q2でのみ接触が生じ、かつ、その反力 N' の大きさがギヤの回転にともなって変化してしまう。この結果、上記の範囲Q2で局所的に摩耗が進行し、フレットング等の摩耗現象を生じたり、メインギヤ2とサブギヤ3が固着して相対回転しなくなり、スプリング7の反力によって相手側ギヤ8の歯を挟むというシザースギヤ本来の機能を損なう虞もある。

【0007】また、このシザースギヤでは、図16 (b)、図17 (b)に示すように、サブギヤ3に作用する力 F_s' 、 F_g' 、 N' の軸方向位置がそれぞれ異なるために、サブギヤ3を面ブレ方向に回転させようとするモーメントTが発生する。このモーメントTの大きさは、ギヤの回転にともなって変化するものの、モーメントTのサブギヤ3に対する向きは、ギヤの回転にかかわらず特定の方向(図の反時計方向)に限定される。すなわち、このようなモーメントTが作用する結果、メインギヤ2に対向するサブギヤ3の側面3aの中で、その周縁部の特定の範囲3bでのみメインギヤ2と接触し、この範囲3bで局所的に摩耗が進行して、フレットング等の摩耗現象を生じたり、メインギヤ2とサブギヤ3が固着して相対回転しなくなり、スプリング7の反力によって相手側ギヤ8の歯を挟むというシザースギヤ本来の機能を損なう虞もある。

【0008】これらの問題点は、トーションスプリング7の振り反力を増大させるほど顕著になるが、トルク変動・回転変動が大きいギヤ列ほど、トーションスプリング7の振り反力を大きくする必要がある。その一方で、トルク変動・回転変動が大きいギヤ列ほど、バックラッシュによる歯車騒音の問題が大きくなり、シザースギヤの有用性が高くなる。つまり、上記の問題点は、シザースギヤの有用性が高いトルク変動・回転変動が大きいギヤ列において、シザースギヤの適用を阻害する大きな要因になっていた。本発明は、このような従来の課題に鑑みてなされたものである。

【0009】

【課題を解決するための手段】本発明に係るシザースギヤは、例えば自動車用エンジンの燃料噴射ポンプあるいはカムシャフト等のトルク変動を生じる装置の駆動用又は被動用ギヤとして用いられるもので、所定数の歯を有するメインギヤと、メインギヤと同じ歯形及び歯数を有

4

するとともに、このメインギヤと軸方向で隣設して、メインギヤとともに相手側ギヤに噛合するサブギヤと、メインギヤとサブギヤの間に設けられ、メインギヤとサブギヤを互いに回転方向に付勢する複数のスプリング(第1、第2のスプリング)と、を有している。そして、スプリングのバネ力により相手側ギヤの歯をメインギヤとサブギヤの歯で挟み込むことで、相手側ギヤとのバックラッシュを解消し、主にギヤの衝突音を低減するようになっている。

【0010】そして、請求項1の発明は、サブギヤの軸受部に、複数のスプリングからサブギヤに作用するバネ力に対する反力が実質的に作用しないように、各スプリングの位置及びバネ定数を設定したことを特徴としている。

【0011】また、請求項2の発明は、第1のスプリングからサブギヤに作用する第1のバネ力と、第2のスプリングからサブギヤに作用する第2のバネ力と、をほぼ等しく設定し、かつ、第1のバネ力を受けるサブギヤの第1の作用点と、第2のバネ力を受けるサブギヤの第2の作用点とを、ギヤの軸心に対して互いに反対側に設定したことを特徴としている。

【0012】これらの請求項1、2の発明によれば、サブギヤの軸受部にバネ力の合力に対する反力が実質的に作用しないため、実際に軸受部に作用する反力は、ほぼ相手側ギヤからの反力にのみ対応したものとなる。ここで、相手側ギヤからの反力は、ギヤの回転にかかわらずほぼ一定の大きさで、かつ、ギヤの回転にともなって全周にわたって作用位置が変化するため、軸受部に作用する反力も、同様に、ギヤの回転にかかわらずほぼ一定の大きさで、かつ、ギヤの回転にともなって全周にわたって作用位置が変化するため、従って、上記従来例のように、サブギヤの軸受部で局所的に摩耗が進行することはなく、これに伴うフレットング等の問題を生じる虞はない。つまり、バネ力の反力がサブギヤの軸受部に作用することによって生じる様々な問題を根本的に解消することができる。

【0013】請求項2の発明をより具体化した請求項3の発明は、第1のスプリングのねじりバネ定数 $K1$ と、第2のスプリングのねじりバネ定数 $K2$ と、ギヤの軸心から第1の作用点までの支持半径 $r1$ と、ギヤの軸心から第2の作用点までの支持半径 $r2$ とを、

【0014】

【数2】

$$\frac{K1}{r1} = \frac{K2}{r2}$$

【0015】に設定したことを特徴としている。

【0016】また、請求項4の発明は、第1、第2のスプリングに同じ径及びバネ定数の略C字状のトーションスプリングを用いるとともに、第1、第2のスプリングをギヤの軸心に対して略対称位置に配置したことを特徴

50

(4)

5

としている。

【0017】請求項5の発明は、メインギヤ及びサブギヤに、第1、第2のスプリングの端部を支持する支持ピンを設けるとともに、第1、第2のスプリングを同軸上に重ねて配置するために、各スプリングに支持ピンとの干渉を回避する切欠部を設けたことを特徴としている。

【0018】請求項6の発明は、メインギヤ及びサブギヤに、第1、第2のスプリングの端部を支持する支持ピンを設けるとともに、各スプリングと支持ピンとの干渉を回避するために、第1、第2のスプリングを軸直交方向に互いにオフセットさせたことを特徴としている。

【0019】請求項7の発明は、各スプリングを、ギヤ軸に直交する同一平面上に配置するとともに、サブギヤと相手側ギヤとの噛合部の軸方向中心と、サブギヤの軸受部の軸方向中心とを、ギヤ軸に直交する同一平面上に配置したことを特徴としている。

【0020】この請求項7の発明によれば、各スプリングからサブギヤに作用するバネ力の軸方向位置が等しくなるため、これらのバネ力によってサブギヤに作用する面ブレ方向のモーメントが互いに相殺される。また、相手側ギヤからサブギヤに作用する反力と、サブギヤの軸受部に作用する反力との軸方向位置が等しくなるため、これらの反力によってサブギヤに作用する面ブレ方向のモーメントも互いに相殺される。つまり、サブギヤに面ブレ方向のモーメントが実質的に作用することがなくなるため、このモーメントに起因する様々な問題、具体的には局所的にメインギヤと接触して摩耗が進行する等の問題を根本的に解消することができる。

【0021】

【発明の効果】以上のように本発明によれば、複数のスプリングのバネ力を相殺させることによって、スプリングのバネ力に対する反力が実質的にサブギヤの軸受部に作用しないように構成している。この結果、実際にサブギヤの軸受部に作用する反力の大きさをギヤの回転にかかわらず均一化するとともに、反力の作用位置をギヤの回転にともなって全周にわたって変化させることができる。従って、バネ力の反力が軸受部に作用することによって生じる様々な問題、具体的には軸受部の中で特定の範囲にのみ不均一な反力が作用して局所的な摩耗を招来し、フレットング等の摩耗現象を生じたり、メインギヤとサブギヤとが相対回転しなくなってシザーズギヤ本来の機能を損なうというような問題を根本的に解消することができる。

【0022】更に、請求項7の発明によれば、サブギヤに作用する面ブレ方向のモーメントをなくすることができるので、このようなモーメントに起因して生じる様々な問題、具体的には軸方向に隣接するメインギヤとサブギヤとが局所的に強く接触して摩耗が進行する等の問題を根本的に解消することができる。

【0023】

6

【発明の実施の形態】図1～3は、本発明の第1実施例に係るシザーズギヤを示している。このシザーズギヤは、外周に所定数の歯が設けられたメインギヤ12と、外周にメインギヤ12と同じ歯形及び個数の歯が設けられ、メインギヤ12と軸方向で隣接し、メインギヤ12とともに相手側ギヤ14と噛合するサブギヤ13と、メインギヤ12とサブギヤ13の間に設けられ、メインギヤ12とサブギヤ13とを互いに回転方向に付勢する略C字状の複数（この実施例では2個）のトーションスプリング15、16と、を有している。

【0024】メインギヤ12は回転軸11の外周に固定されており、このメインギヤ12の円筒状の支持部12bの外周に、サブギヤ13が回転可能に支持されている。なお、サブギヤ13が直接的に回転軸11の外周に回転可能に支持される構成としてもよい。

【0025】メインギヤ12、サブギヤ13の対向面には、スプリング15、16を収容する円環状の溝部12a、13aがそれぞれ凹設されている。メインギヤ12の溝部12aには、各スプリング15、16の一端を支持する係止ピン17、18がそれぞれ圧入等により固定されている。また、サブギヤ13の溝部13aには、各スプリング15、16の他端を支持する係止ピン19、20がそれぞれ圧入等により固定されている。

【0026】このようなシザーズギヤを相手側ギヤ14へ組み付ける際には、サブギヤ13に振りを与えた状態で、サブギヤ13及びメインギヤ12を歯筋を合わせて相手側ギヤ14と噛み合わせる。これにより、スプリング15、16のバネ力によってサブギヤ13がメインギヤ12に対して相対回転し、相手側ギヤ14の歯がメインギヤ12の歯とサブギヤ13の歯との間で挟まれる。このようにして噛み合いのバックラッシュを解消することにより、主にギヤの衝突音を低減するようになっている。

【0027】そして、本実施例では、互いに同じ形状、バネ定数のスプリング15、16を、互いに重ね合わせるように同軸上に隣接配置している。ここで、スプリング15、16の中央部付近には、係止ピン18、19との干渉を回避する長穴状の切欠部21、22がそれぞれ形成されている。また、残りの係止ピン17、20は、トーションスプリング15、16と干渉しないように相対的に短く設定されている。

【0028】ここで、サブギヤ13の係止ピン19、20は、ギヤ12、13の軸心（回転中心）Oに対して対称位置に配置されている。つまり、係止ピン19、20は、サブギヤ13の同一直径線上に配置され、かつ、ギヤ中心Oまでの距離が互いに等しく設定されている。同様に、メインギヤ12の係止ピン17、18は、軸心Oに対して対称位置に配置されている。

【0029】次に図4を参照してサブギヤ13に作用する力を説明する。サブギヤ13には、2つのスプリング

50

(5)

7

15, 16からのバネ力 F_{s1} 、 F_{s2} と、相手側ギヤ14からの反力 F_g と、メインギヤ2の支持部12bからサブギヤ13の軸受部13bに作用する反力 N の4つの力が主に作用する。ギヤ同士の噛み合いによる微少な変動等を見出し、ギヤの伝達トルクがトーションスプリング15, 16の発生トルクを超えない状態、つまり正常に作動する相手側ギヤ14の歯をメインギヤ12とサブギヤ13の歯が挟み込んでいる状態では、各力 F_{s1} 、 F_{s2} 、 F_g の大きさは、ギヤの回転にかかわらず常に一定とみなすことができる。

【0030】また、上述したようにスプリング15, 16が互いに同じ径、バネ定数に設定されるとともに、軸心Oに対して互いに対称位置に配置されているため、バネ力 F_{s1} 、 F_{s2} は同じ大きさで、かつ互いに逆向きとなる。従って、軸受部13bに作用するバネ力 F_{s1} 、 F_{s2} の反力は常に完全に打ち消しあうため、サブギヤ13の軸受部13bに、バネ力 F_{s1} 、 F_{s2} に対する反力が作用することはない。

【0031】この結果、実際に軸受部13bに作用する反力 N は、実質的に相手側ギヤ14からの反力 F_g と同じ大きさの逆向きの力となる。ここで、反力 F_g の大きさはギヤの回転にかかわらず常に一定であり、かつ、反力 F_g の作用位置は、ギヤの回転にともなって全周にわたって変化する。従って、反力 N の大きさは、ギヤの回転にかかわらず常に一定となり、かつ、反力 N の作用位置は、ギヤの回転にともなって周方向の全周にわたって変化する。このため、軸受部13bの特定の部分に大きな反力が作用することなく、かつ、反力 N の大きさがギヤの回転にともなって変動することもないので、上記従来例のようなサブギヤの軸受部で局所的に摩耗が進行し、フレットング等の摩耗現象やギヤが相対回転しなくなる等の問題を根本的に解消することができる。

【0032】また本実施例では、2つのトーションスプリング15, 16を軸方向に重ねて設置しているため、トーションスプリング15, 16を設置する溝部12a, 13aの幅を小さくすることができ、比較的小さな径のギヤにも適用できる。つまり、複数のスプリングを用いることによってギヤ径の大型化を招来することはない。

【0033】図5～8は、本発明の第2実施例に係るシザーズギヤを示している。なお、以下の実施例において、上述した実施例と同じ構成部分には同じ参照符号を付して、重複する説明を適宜省略する。

【0034】2つのC字状のトーションスプリング24, 25は、上記の第1実施例と同様、互いに同じ形状及びバネ定数に設定され、かつ、ギヤの軸心Oに対して互いに対称位置に配置されている。ここで本実施例では、スプリング24, 25の端部を支持する係止ピン17, 18, 19, 20との干渉を回避するために、各スプリング24, 25を軸直交方向（図5の紙面に沿う方

8

向）に互いにオフセットさせている。より具体的には、スプリング24, 25の中心を、軸心Oに対して対称位置に所定量だけ偏心させている。そして、スプリング24, 25の中央部が係止ピン17, 18, 19, 20の内側を通るように設定されている。

【0035】なお、係止ピン17, 18, 19, 20とその内側を通るトーションスプリング24, 25との間には、ねじり変形時のトーションスプリング24, 25の変形を考慮した適宜な径方向クリアランスが設定されている。

【0036】このような本実施例によれば、バネ力 F_{s1} 、 F_{s2} が互いに等しい大きさで、かつ、互いに逆向きとなるため、上記実施例1と同様、バネ力 F_{s1} 、 F_{s2} の反力が軸受部13bに作用することによる問題を根本的に解消することができる。

【0037】また、この第2実施例では、第1実施例のようにトーションスプリングの剛性に最も影響のある中心部付近に切欠部を設ける必要がないため、スプリング24, 25の構造を簡素化できるとともに、スプリング24, 25のバネ定数を容易に大きく設定することができる。しかも、スプリング24, 25をわずかにオフセットさせた状態で軸方向に重ねて配置できるので、スプリング24, 25の径方向の設置スペースを十分に抑制することができる。

【0038】図9～13は、本発明の第3実施例に係るシザーズギヤを示している。この実施例では、互いに径の異なるC字状の2つのトーションスプリング26, 27を、軸方向に直交する同一平面内で、互いに逆向きに同心円状に配置している。

【0039】また、相対的に大きな第1トーションスプリング26の一端を支持するメインギヤ12の係止ピン17と、相対的に小さな第2トーションスプリング27の一端を支持するメインギヤ12の係止ピン18とを、メインギヤ12の同一直径線上で、かつ、ギヤの軸心Oに対して互いに反対側に配置している。同様に、第1スプリング26の他端を支持するサブギヤ13の係止ピン19と、第2スプリング27の他端を支持するサブギヤ13の係止ピン20とを、サブギヤ13の同一直径線上で、かつ、ギヤの軸心Oに対して互いに反対側に配置している。

【0040】ここで、第1スプリング26のねじりバネ定数 K_1 と、第2スプリング27のねじりバネ定数 K_2 と、ギヤ軸心Oから係止ピン19（第1の作用点）までの支持半径 r_1 と、ギヤ軸心Oから係止ピン20（第2の作用点）までの支持半径 r_2 とが次式の関係を満たすように設定されている。

【0041】

【数3】

50

(6)

$$\frac{K1}{r1} = \frac{K2}{r2}$$

【0042】つまり、各スプリング26、27からサブギヤ13に作用するバネ力 F_{s1} 、 F_{s2} が等しくなるように、スプリング26、27のバネ定数及び設置位置が設定されている。この結果、第1、第2実施例と同様、バネ力 F_{s1} 、 F_{s2} の反力がサブギヤ13の軸受部13bに作用することではなく、例えば軸受部13bの局所的な摩耗の進行といった問題を根本的に解消することができる。

【0043】また、この実施例では、図13に示すように、2つのトーションスプリング26、27が同一平面上に配置され、かつ、バネ力 F_{s1} 、 F_{s2} が同じ大きさで逆向きに設定されているため、2つのバネ力 F_{s1} 、 F_{s2} によって生じる面ブレ方向のモーメントは互いに打ち消される。

【0044】更に本実施例では、相手側ギヤ14とサブギヤ13との噛合部分の軸方向中心28と、サブギヤ13の軸受部13bの軸方向中心29とを、ギヤ軸に直交する同一平面P1上に配置している。従って、相手側ギヤ14からサブギヤ13に作用する反力 F_g と、サブギヤ13の軸受部13bに作用する反力Nとが、同一平面P1上に位置し、かつ、同じ大きさで逆向きの力となる。この結果、これらの力 F_g 、Nによって生じる面ブレ方向のモーメントも互いに相殺される。

【0045】このため、サブギヤ3に作用する面ブレ方向のモーメントが実質的に0になり、このモーメントに起因する問題、例えばメインギヤ12とサブギヤ13の合わせ面で局所的に摩耗が進行し、フレットング等の摩耗現象を生じたり、メインギヤ12とサブギヤ13とが相対回転しなくなってシザーズギヤ本来の機能を損なうといった問題を根本的に解消することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施例に係るシザーズギヤを示す

10

正面对応図。

【図2】図1のA-A断面対応図。

【図3】図1のB-B断面対応図。

【図4】第1実施例のサブギヤに作用する力を示す正面对応図。

【図5】本発明の第2実施例に係るシザーズギヤを示す正面对応図。

【図6】図5のA-A断面対応図。

【図7】図5のB-B断面対応図。

【図8】第2実施例のサブギヤに作用する力を示す正面对応図。

【図9】本発明の第3実施例に係るシザーズギヤを示す正面对応図。

【図10】図9のA-A断面対応図。

【図11】図9のB-B断面対応図。

【図12】第3実施例のサブギヤに作用する力を示す正面对応図。

【図13】第3実施例のサブギヤに作用する力を示す側面对応図。

【図14】従来例に係るシザーズギヤを示す正面对応図。

【図15】図14のB-B断面対応図。

【図16】従来例のサブギヤに作用する力を示す説明図。

【図17】同じく従来例のサブギヤに作用する力を示す説明図。

【符号の説明】

12…メインギヤ

13…サブギヤ

13b…軸受部

14…相手側ギヤ

15、16、24、25、26、27…スプリング

17、18、19、20…係止ピン

21、22…切欠部

【図2】

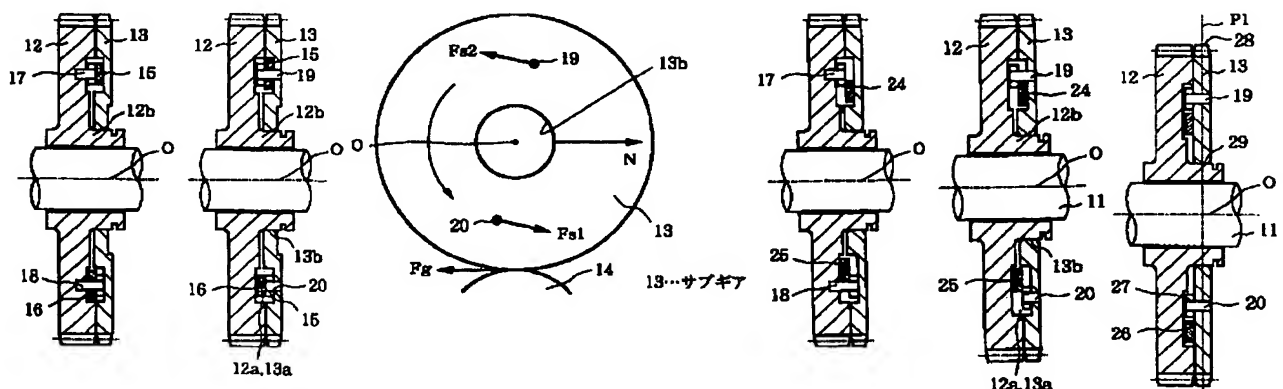
【図3】

【図4】

【図6】

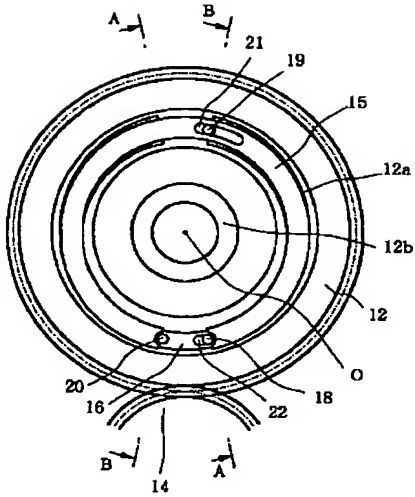
【図7】

【図11】



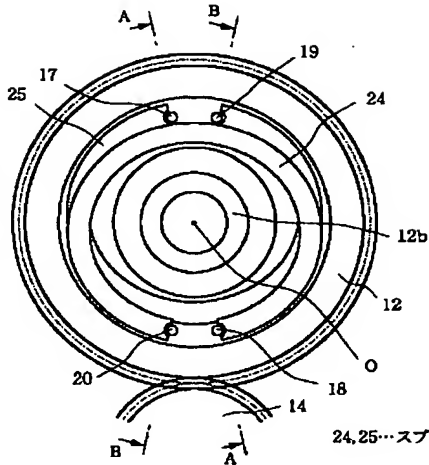
(7)

【図1】



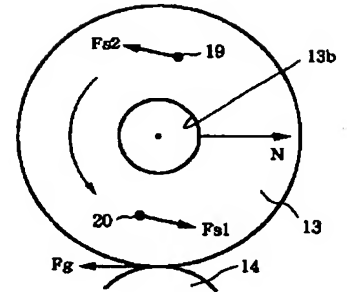
12…メインギヤ
14…相手側ギヤ
15,16…スプリング
17~20…係止ピン
21,22…切欠部

【図5】

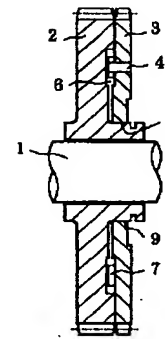


24,25…スプリング

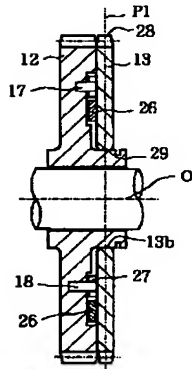
【図8】



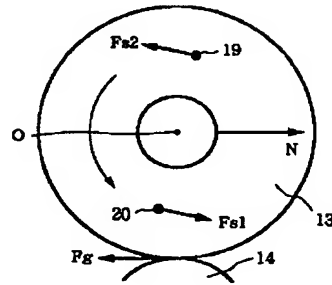
【図15】



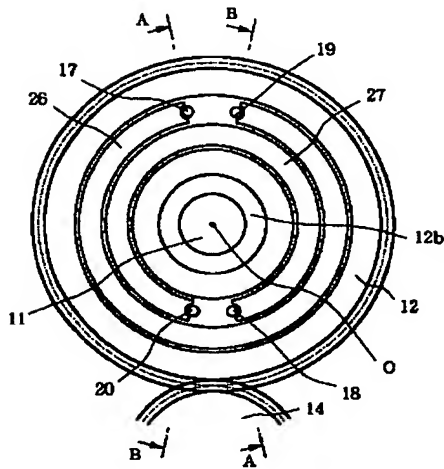
【図10】



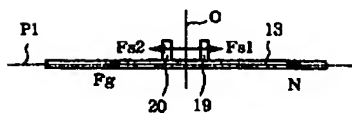
【図12】



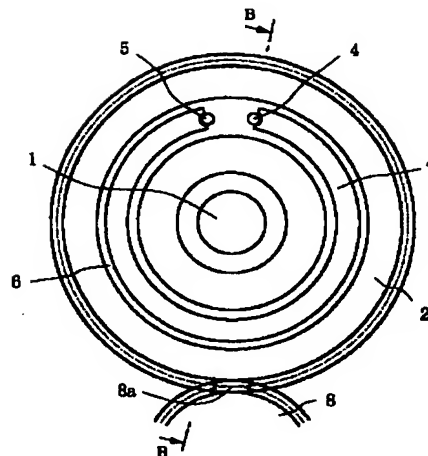
【図9】



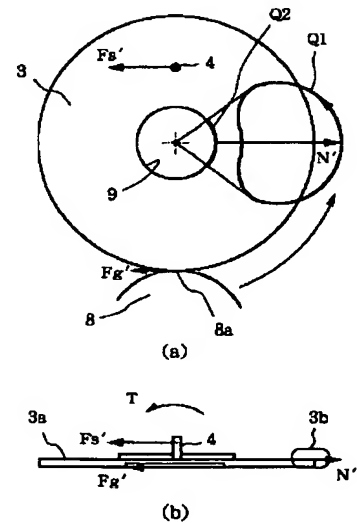
【図13】



【図14】



【図16】



(8)

【図17】

